

УДК 536.423.4

**В.Г. Риферт\*, П.А. Барабаш, В.В. Горин\*, В.В. Серета\*\***

\*Национальный технический университет Украины «КПИ», 03056, Киев, пр. Победы, 37

\*\*Национальный университет водного хозяйства и природоиспользования, 33028, г. Ровно, ул. Соборная, 11

**ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГЛАДКИХ ТРУБ. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА**

*В работе предлагается метод расчета теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб на основе теории пленочной конденсации с обоснованием основных определяющих процесс комплексов и совершенствованием зависимости для расчета коэффициента трения на границе раздела фаз.*

**Ключевые слова:** Конденсация внутри горизонтальных труб – Обоснование расчетных зависимостей – Метод расчета теплообмена – Модель пленочной конденсации

**В.Г. Риферт \*, П.А. Барабаш, В.В. Горін \*, В.В. Серета \*\***

\* Національний технічний університет України «КПІ», 03056, Київ, пр. Перемоги, 37

\*\* Національний університет водного господарства та природокористування, 33028, м.Рівне, вул. Соборна, 11

**ТЕПЛООБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ВСЕРЕДИНІ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ГЛАДКИХ ТРУБ. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІНУ**

*У роботі пропонується метод розрахунку теплообміну при конденсації всередині горизонтальної труб на основі теорії плівкової конденсації з обґрунтуванням основних комплексів, що визначають процес, і вдосконаленням залежності для розрахунку коефіцієнта тертя на межі розділу фаз.*

**Ключові слова:** Конденсація всередині горизонтальних труб - Обґрунтування розрахункових залежностей - Метод розрахунку теплообміну - Модель плівкової конденсації

**I. ВВЕДЕНИЕ**

Исследования теплообмена при конденсации внутри горизонтальных гладких труб ведутся уже более 65 лет. Одна из первых работ на эту тематику была опубликована в 1947 году [1]. С того времени разными авторами было предложено более 60 методов расчета и корреляций [2-6]. Точное определение теплоотдачи пока возможно только для случая, когда нет влияния скорости пара на процесс и справедливо только для малой доли трубы, занятой ручьем по зависимости [7] для конденсации на внешней поверхности горизонтальной трубы.

Для теоретического решения задачи теплообмена при кольцевом и промежуточном режиме течения фаз необходимо знать потери давления на трение  $(\Delta P / \Delta x)_f$  или коэффициент трения  $C_f$ , а также объемное паросодержание  $\varepsilon$ . Существующие методы расчета этих параметров дают большие (больше 50%) расхождения между собой [3,4,8,9].

Большинство эмпирических зависимостей для расчета теплообмена при кольцевом и промежуточном режиме имеют вид:

$$Nu_d = c Re^n Pr^m \Phi(x), \quad (1)$$

где  $Nu_d = \alpha d / \lambda$ , а значения показателей степеней при  $Re_d$ ,  $Pr$  и комплекса  $\Phi(x)$  имеют существенные

отличия. Например, показатель  $n$  может иметь значение от 0,33 [10] до 0,997 [11]. Число  $Re = Gd / \mu_{ж}$  (массовая скорость  $G = \rho_{п} / g_{п}$ ) и  $\Phi(x)$ , которые входят в большинство известных эмпирических корреляций не всегда точно характеризуют характер пленочной конденсации внутри горизонтальной трубы.

Наилучшую сходимость с экспериментами разных авторов имеют зависимости [12,13] и [14]. В этих зависимостях все входящие в них комплексы подобраны интуитивно, без какого-то теоретического или экспериментального обоснования.

В данной работе предлагается метод расчета теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб на основе теории пленочной конденсации, разработанной авторами работ [15], [16,17] и [18], с обоснованием основных определяющих процесс комплексов и совершенствованием зависимости для расчета коэффициента трения на границе раздела фаз.

**II. ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ**

Для кольцевого режима течения фаз в [15-18] приведены расчеты, результаты которых представлены в безразмерной форме в виде зависимости

$$Nu = f(\beta, Re, Pr), \quad (2)$$

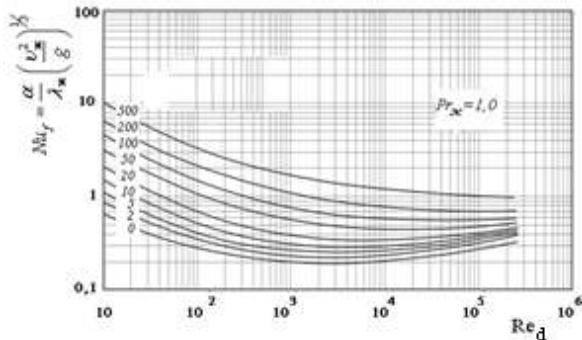
где 
$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda_{ж}} \left( \frac{v_{ж}^2}{g} \right)^{1/3}, Pr = \frac{v_{ж}}{a}, \beta = \frac{c_f Fr}{2},$$

$$Fr = \frac{\rho_{п}(\rho_{ж} - \rho_{п})w_{п}^2}{\rho_{ж}^2 (v_{ж}g)^{2/3}}.$$

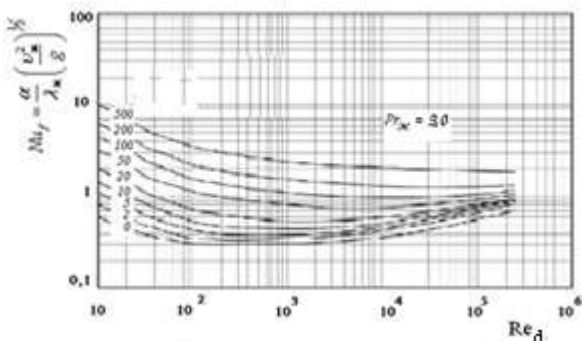
Эти зависимости представлены в [17] в графической форме для чисел  $Pr_{ж}$  от 1 до 5. На рис. 1 и 2 показаны такие графики, построенные для  $Pr_{ж}=1$  и  $Pr_{ж}=3$  соответственно. Анализ зависимости (2) позволяет нам отметить следующие особенности теплообмена, в соответствии с которыми можно предложить усовершенствований метод расчета. Так если посмотреть на левую часть графиков, показанных на рис. 1 и 2, то видно, что в области малых значений  $Re_{ж}$ , теплоотдача снижается с ростом  $Re_{ж}$ , при этом степень влияния  $\beta$  и  $Re_{ж}$  соответствуют теории ламинарной пленочной конденсации [7]:

$$Nu_f = 0,5(C_f Fr)^{0,5} Re_f^{-0,5}, \quad (3)$$

где  $Re_f = \frac{q l}{r \mu_{ж}}$ .



**Рисунок 1** - Безразмерные локальные коэффициенты теплообмена ( $Pr_{ж}=1$ )



**Рисунок 2** - Безразмерные локальные коэффициенты теплообмена ( $Pr_{ж}=3$ )

С ростом  $Re_d$ , теплоотдача ( $Nu_f$ ) вначале падает, затем в зависимости от числа  $Pr_{ж}$  имеет место большая (при низких числах  $Pr_{ж}$ ) или маленькая (при больших числах  $Pr_{ж}$ ) область независимости от  $Re_d$ , и затем рост  $Nu_f$  с увеличением  $Re_d$ . В области, близкой к ламинарному течению пленки конденсата ( $Re_d < 100 \div 200$ ) влияние числа  $Pr_{ж}$  незначительно, а в некоторых режимах ( $Re_d < 100$  и  $\beta > 50 \div 100$ ) вообще отсутствует. Это справедливо для ламинарного течения жидкости. При турбу-

лентном течении конденсата, как и должно быть из теории, с ростом  $Pr_{ж}$  теплоотдача увеличивается.

Анализ зависимости (2), также показывает, что степень влияния сил межфазного трения (параметр  $\beta$ ) зависит от  $Re_f$  и  $Pr_{ж}$ . Чем выше  $Re_f$  (больше толщина пленки конденсата и сила тяжести), тем меньше степень влияния  $\beta$  при одинаковых  $Pr_{ж}$ . При этом степень влияния  $\beta$  при одинаковых  $Re_f$  и  $Pr_{ж}$  с увеличением  $\beta$  возрастает, так как растет отношение сил трения к силе тяжести.

Эти теоретические расчеты строго (правильно) отражают характер протекания конденсации движущегося пара внутри вертикальных труб и каналов и могут использоваться для кольцевого режима течения фаз в горизонтальных трубах.

Бае [16,17] и Traviss [18] сравнивают свои экспериментальные данные по конденсации R12 и R22 внутри горизонтальных труб  $d = 8$  и  $12,5$  мм и длиной до 6 м в широком диапазоне изменения  $(\rho w)_{п}$  (от 160 до  $1500 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ ) и  $q$  (от 7,8 до  $85 \text{ кВт/м}^2$ ) с теоретическими расчетами (по сути с графиками вида рис. 1 и 2). В [16,17] показано хорошее согласование экспериментов с расчетами. В [18] отмечено отклонение опытных данных для больших значений  $(\rho w)_{п}$  (больше  $400 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ ) при  $x > 0,5 \div 0,6$  в сторону увеличения по сравнению с расчетами.

Необходимо отметить, что точность расчетов по этой теории существенно зависит от метода расчета потерь давления на трения или коэффициента трения. Ни в одной из существующих работ нет обоснований зависимости для их расчета. Кроме того, как отмечалось нами в работах [44, 45], во всех предшествующих работах не измеряли локальный по угловой координате коэффициент теплоотдачи, что не позволяет получить достаточно точное представление о характере влияния на процесс сил трения на границе раздела фаз и тяжести.

### III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

На рис. 3 показана схема экспериментальной установки, которая состоит из таких основных элементов: парогенератора, пароперегревателя, предучастков, опытных участков, конечного конденсатора, измерителя расхода конденсата, ротаметров для измерения расхода охлаждающей воды в конденсаторе, предучастках и опытных участках а также ротаметра для измерения температуры охлаждающей воды, которая подается в рабочие участки. Предучастки позволяли создавать соответствующие режимы течения фаз на опытных участках. Все участки расположены на одной продольной оси, их внутренний диаметр равен  $d_{вн} = 17$  мм, длина обоих предучастков равна 0,8 м, а опытных участков – 110 мм. Все трубы изготовлены из латуни. Опытные участки (рис. 4) имеют наружный диаметр 80 мм, внутри стенки

которых на диаметрах  $d_1 = 23$  и  $d_2 = 74$  мм по центру участков были заложены по пять хромель-копелевых термопар (в точках в угловых координатах  $\varphi = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$  и  $180^\circ$ ). По значениям температур, которые измерялись в указанных точках, определялись опытные значения локальных тепловых потоков  $q_\varphi$  и коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_\varphi$  с использованием следующих расчётных зависимостей:

$$q_l = \frac{\pi(t_i - t_j)}{\frac{1}{2\lambda_b} \ln \frac{d_2}{d_1}},$$

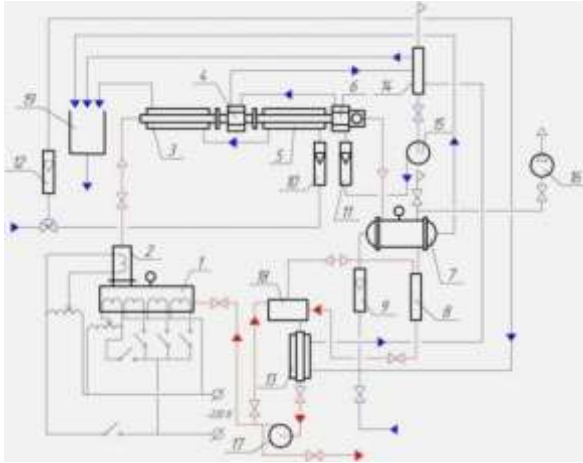
$$t_{\text{вн}} = t_1 + \frac{q_l}{\pi 2\lambda_l} \ln \frac{d_1}{d},$$

$$q_\varphi = \frac{q_l}{\pi d},$$

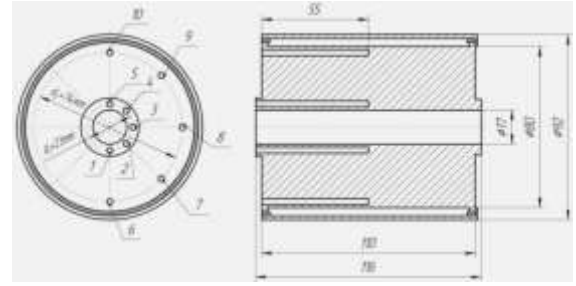
$$\alpha_\varphi = \frac{q_\varphi}{(t_n - t_{\text{вн}})},$$

где  $q_l$  – линейная плотность теплового потока, Вт · м<sup>-1</sup>,  $\lambda_l$  – коэффициент теплопроводности латунных опытных участков, Вт · м<sup>-1</sup>К<sup>-1</sup>,  $t_{\text{вн}}$  – температура внутренней поверхности стенки рабочих участков, °С,  $i, j$  – номера термопар на диаметрах  $d_1$  и  $d_2$  соответственно (рис. 43).

Температура насыщения  $t_n$  измерялась с помощью термопары, которая была установлена на входе в 1-й предучасток и также оценивалась по термопаре непосредственно за 2-м опытным участком. Максимальная относительная погрешность при определении величины коэффициента теплоотдачи для проведенных экспериментов составила 2,35%.



**Рисунок 3** – Схема экспериментальной установки  
1 – электропарогенератор; 2 – сепаратор-перегреватель; 3 – 1-й предучасток; 4 – 1-й опытный участок; 5 – 2-й предучасток; 6 – 2-й опытный участок; 7 – конечный конденсатор; 8 – объёмный измеритель количества конденсата; 9, 10, 11, 12 – ротаметры; 13 – переохладитель конденсата; 14 – смеситель; 15 – циркуляционный насос; 16 – вакуумный насос; 17 – конденсатный насос; 18 – ресивер; 19 – дренажный сборник



**Рисунок 4** – Чертеж латунного рабочего участка  
1-5 – каналы для закладки термопар на  $d_1 = 23$  мм;  
6-10 – каналы для закладки термопар на  $d_2 = 74$  мм

#### IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для доказательства точности использованного метода измерения локальных  $\alpha_\varphi$  были выполнены исследования при таких режимах, когда с максимальной уверенностью в точности, можно рассчитать локальные  $\alpha_\varphi$  по теории. Таким условиям соответствуют два режима конденсации внутри горизонтальной трубы. Первый – при отсутствии влияния на теплообмен скорости пара и ручья конденсата, когда  $J_g \ll 1,0$  и  $X_{tt} < 1$ . Второй – при преобладающем влиянии скорости пара и кольцевом режиме течения фаз, когда  $Re_f < 100$  и имеет место ламинарная пленка конденсата,  $J_g \gg 2,0$  и  $X_{tt} < 1$ .

Расчетные зависимости параметра Локарта-Мартинелли  $X_{tt}$  и  $J_g$  имеют следующий вид:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_n}\right)^{0,1},$$

$$J_g = \frac{G x}{[g d \rho_{ж} (\rho_{ж} - \rho_n)]^{0,5}}.$$

На рис. 5 показаны изменения локальных коэффициентов теплоотдачи по  $\varphi$  при  $w_n = 6$  м/с,  $x = 0,5$  и  $1,0$  и при двух значениях средних по угловой координате  $\varphi$  тепловых потоков  $\bar{q}_\varphi = 139$  и  $172$  кВт/м<sup>2</sup>. При этих параметрах  $J_g = 0,36$ ,  $X_{tt} = 0$  (при  $x = 1,0$ ) и  $X_{tt} = 0,04$  (при  $x = 0,5$ ). Анализ карт режимов течения фаз в [19] показывает, что с карты из [20] можно найти максимальное значение  $J_g$ , при котором будет соблюдаться строго стратифицированный режим. Это значение будет равно: для  $X_{tt} = 1,0$  –  $J_g = 1,1$ , а при  $X_{tt} = 0,04$  –  $J_g = 0,7$ . Пунктирные линии на рис. 5 – расчет локальных коэффициентов теплоотдачи по формуле [7]:

$$\alpha_\varphi = \lambda_{ж} \left[ \frac{A \int_0^\varphi (\sin \varphi)^{1/3} d\varphi}{(\sin \varphi)^{4/3}} \right]^{-0,25}, \quad (4)$$

$$\text{где } A = \frac{2 v_{ж} d \Delta T}{\rho_{ж} g r}.$$

Как видно из рис. 5, опытные  $\alpha_\varphi$  очень хорошо совпадают с рассчитанными по формуле (4) [7].

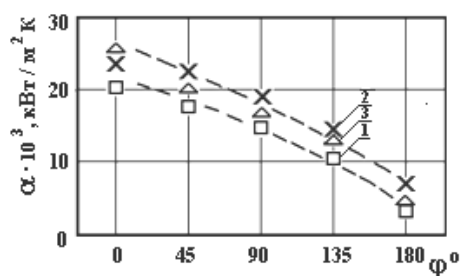


Рисунок 5 - Сравнение опытных данных с формулой (4) [7]:

- 1 –  $w_n = 7,1 \text{ м/с}, q = 172 \text{ кВт/м}^2, x = 1,0$ ;
- 2 –  $w_n = 7,9 \text{ м/с}, q = 139 \text{ кВт/м}^2, x = 0,5$ ;
- 3 –  $w_n = 6,16 \text{ м/с}, q = 139 \text{ кВт/м}^2, x = 1,0$ ;

Другая проверка точности измерения  $\alpha_\varphi$  и теории пленочной конденсации движущегося пара выполнена для второго режима конденсации. В случае турбулентного течения конденсата возникают сомнения и вопросы в точности методов расчета профилей скорости, оценки турбулентного числа  $Pr_{tt}$ , влияния уноса конденсата. Для ламинарной пленки конденсата остается вопрос в оценке коэффициента трения  $C_f$  на границе раздела фаз, который входит в теоретическую зависимость (3), для расчета теплоотдачи. Величина  $C_f$  и  $(\Delta P/\Delta x)_f$  зависят от параметров двухфазного потока, основными из которых являются паросодержание  $x$ , плотность пара  $\rho_n$  и плотность жидкости  $\rho_{ж}$ . Из теории кольцевых течений фаз в [21] и многочисленных расчетных зависимостей из работ [3,8] следует, что коэффициент трения при однофазном и двухфазном потоках  $\alpha$ , соответственно и  $(\Delta P/\Delta x)_f$  равны, когда значение параметра Локарта - Мартинелли  $X_{tt}$  близко к нулю.

Таблица 1 - Опытные данные при конденсации водяного пара

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$t_s, [^\circ\text{C}]$	105	106	104	101	103	101	103	101	103	105	102
$(\rho w)_n, [\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}]$	36	27.3	30.7	16	20	16	24.6	13.4	21	35	195
$x$	0.975	0.96	0.76	0.74	0.9	0.48	0.68	0.82	0.66	0.96	0.73
$\bar{q}_\varphi \cdot 10^{-3}, [\text{Вт} \cdot \text{м}^{-2}]$	180	190	200	180	240	300	300	80	75	360	150
$Re_d \cdot 10^{-3}$	86	109	442	250	120	500	470	144	470	83	162
$\bar{\alpha}_\varphi \cdot 10^{-3}, [\text{Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}]$	42	33	31	25	31	30	26	24	22.3	54	25.5
$Nu_{\text{экс}}$	1.26	0.99	0.93	0.75	0.93	0.9	0.82	0.72	0.67	1.6	0.765

На рис. 6 показаны опытные локальные коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_\varphi$  при конденсации водяного пара и высоких паросодержаниях  $x \geq 0,9$ , когда  $J_g > 1,2$  и  $X_{tt} < 0,1$ , т.е. должен иметь место кольцевой режим течения фаз. При этом числа  $Re_f < 100$ , что соответствует ламинарному режиму течения пленки конденсата. Опытные  $\alpha_\varphi$  определяются в центре опытных участков, т.е. на длине

Для водяного пара с давлением меньше  $10^5$  Па, когда  $\rho_n/\rho_{ж} \ll 1$  при  $x > 0,9$  по любым имеющимся в литературе зависимостям для определения  $\Phi_n$ , необходимого для расчета  $(\Delta P/\Delta x)_f$ , и соответственно  $C_f$ , получаем  $\Phi_n^2 < 1,1 \div 1,2$ . В табл. 1 представлены результаты опытов по конденсации водяного пара, а в табл. 2 – результаты расчетов комплексов  $C_{f0}$ ,  $Fr$ ,  $\beta_0$ ,  $Re_{ж}$ ,  $Nu_0$ ,  $\Phi_n$ ,  $\beta_n$  и  $Nu_{0п}$ . Здесь  $C_{f0}$  – коэффициент трения для однофазного течения:

$$C_{f0} = 0,079/Re_n^{0,25} \text{ при } 2300 < Re_n < 10^5, (5)$$

$$C_{f0} = 0,046/Re_n^{0,2} \text{ при } Re_n > 10^5. (6)$$

$$Re_n = \frac{w_n d}{\nu_n}$$

$\Phi_n$  – множитель для определения влияния двухфазности потока на  $(\Delta P/\Delta x)_f, C_f$ . Значение  $Nu$  рассчитывалось с использованием математического пакета Mathcad, на основании сплайновой интерполяции графиков из [17] (рис. 1 и 2) по опытным значениям  $Re_f, Pr_{ж}, \beta_0$  и  $\beta_n$ . Расчет  $\Phi_n$  был выполнен по 3-м формулам:

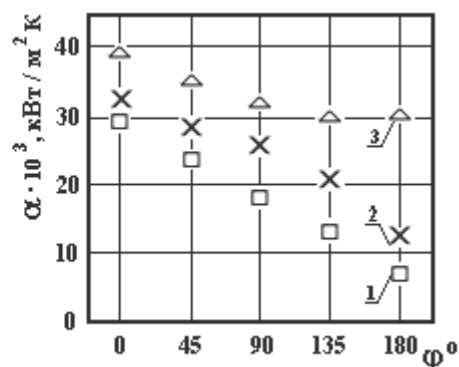
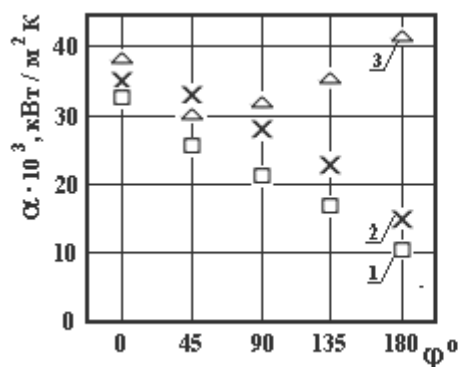
$$\Phi_n^2 = 1 + 0,94X_{tt}^{-0,62} + 0,564X_{tt}^{2,45} [22], (7)$$

$$\Phi_n^2 = (1 + 2,85X_{tt}^{0,523})^2 [23], (8)$$

$$\Phi_n^2 = \left\{ 1 + 0,5 \left[ \frac{(\rho w)_n x}{g d \rho_n (\rho_{ж} - \rho_n)} \right]^{0,75} X_{tt}^{0,36} \right\}^2 [24], (9)$$

Все три формулы дают очень близкие результаты (отличие не более 20%). Формулы (7) и (8) не учитывают влияние  $(\rho w)_n$ . При  $x < 0,8$  формулы (7) и (8) дают более высокие величины, чем формула (9). Нами во всех расчетах использовалась формула (9).

40 мм. Отчетливо видно три особенности в характере изменения  $\alpha_\varphi$ . Первая – уменьшение  $\alpha_\varphi$  с ростом  $\varphi$ , т.е. присутствует асимметрический режим. Вторая – рост  $\alpha_\varphi$  при увеличении скорости пара. Третья, наиболее интересная особенность – рост  $\alpha_\varphi$  при одинаковых (близких по значению) скоростях пара при увеличении теплового потока.



**Рисунок 6** - Влияние теплового потока на теплоотдачу при конденсации водяного пара:

а)  $w_n \approx 50$  м/с

- 1-  $q=55 \text{ кВт/м}^2, x=0,9, \bar{\alpha}=21 \text{ кВт/м}^2\text{К}, w_n=48,3 \text{ м/с};$   
 2-  $q=81 \text{ кВт/м}^2, x=0,92, \bar{\alpha}=27 \text{ кВт/м}^2\text{К}, w_n=50 \text{ м/с};$   
 3-  $q=174 \text{ кВт/м}^2, x=0,9, \bar{\alpha}=38 \text{ кВт/м}^2\text{К}, w_n=54 \text{ м/с}.$

б)  $w_n \approx 37$  м/с

- 1-  $q=50 \text{ кВт/м}^2, x=0,9, \bar{\alpha}=20 \text{ кВт/м}^2\text{К}, w_n=37 \text{ м/с};$   
 2-  $q=78 \text{ кВт/м}^2, x=0,92, \bar{\alpha}=24 \text{ кВт/м}^2\text{К}, w_n=38 \text{ м/с};$   
 3-  $q=180 \text{ кВт/м}^2, x=0,96, \bar{\alpha}=33 \text{ кВт/м}^2\text{К}, w_n=37 \text{ м/с}.$

Влияние теплового потока на гидравлическое сопротивление и теплообмен в двухфазных потоках при фазовых превращениях теоретически обосновано в [26,27] и объясняется явлением отсоса массы в пограничном слое при конденсации. В [26] показано, что при параметрах отсоса  $j = q/r(\rho w)_n > 10^{-4}$  гидравлическое сопротивление  $C_f$  на границе раздела фаз увеличивается по сравнению с сопротивлением однофазного течения  $C_{f0}$  и описывается формулой:

$$\Phi_q = \frac{C_f}{C_{f0}} = 1 + 17,5 Re_n^{0,25} j. \quad (10)$$

В [27] зависимость для расчета  $C_f$  имеет вид

$$\Phi_q = \frac{C_f}{C_{f0}} = \frac{(1-0,25b)^2}{(1+0,25b)^{0,2}}. \quad (11)$$

где  $b = -2q/r(\rho w)_n C_{f0}$ . При этом имеет место ограничение по параметру проницаемости, когда отсос влияет на  $C_f/C_{f0}$  —  $b < -4$ .

Авторы работы [28] намного раньше, чем авторы работ [26,27] дали следующую зависимость для учета влияния  $j$  на  $C_f/C_{f0}$ :

$$\Phi_q = \frac{C_f}{C_{f0}} = \frac{b}{\frac{1}{e^b} - 1}. \quad (12)$$

Эта же зависимость приведена в [29] и используется в расчетах сопротивления трения в [30]. Расчеты по (10), (11) и (12) дают расхождения в пределах  $\pm 10\%$ . Нами в дальнейшем анализе опытных данных используется зависимость (10) с ограничением влияния отсоса по граничным значениям  $b < -4$ .

В зависимости от характеристик процесса конденсации ( $w, q, x$ ) и физических свойств пара и конденсата увеличение коэффициента трения  $C_f$  и,

соответственно, потерь давления  $(\Delta P/\Delta x)_f$ , приводит к увеличению  $\beta$  и, соответственно, локальных и средних коэффициентов теплоотдачи. Факты такого влияния теплового потока в режиме «конвективного» теплообмена отмечены в опытах [16,17], исследованиях [31] и впервые показаны в работе [32], на основании измерений локальных  $\alpha_\phi$ . Тогда как в некоторых работах, например [33,34] предполагается существование режима, независимого от  $\Delta T(q)$ .

В табл. 2 приведены опытные данные различных авторов по  $\alpha_\phi$ , полученные для различных значений  $\beta_0$ ,  $\Phi_n^2$  и  $\Phi_q$ . Учет поправок  $\Phi_n^2$  и  $\Phi_q$  позволяет получить хорошую сходимость расчетных и опытных данных.

В табл. 2  $Nu_{экс} = \frac{\alpha_{ж}}{\lambda_{ж}} \left( \frac{v_{ж}}{g} \right)^{1/3}$  — экспериментальное значение,  $Nu_0$  — расчетная величина по теории (рис. 1-2) при  $\beta = \beta_0$ , где  $\beta_0 = C_{f0} \frac{Fr}{2}$ .

$Nu_n$  — расчетная величина по теории (рис. 1-2) при  $\beta = \beta_0 \times \Phi_n^2$ .

$Nu_{nq}$  — расчетная величина по теории (рис. 1-2) при  $\beta = \beta_0 \times \Phi_n^2 \Phi_q$ .

$\Phi_q$  — множитель, учитывающий влияние поперечного потока массы на коэффициент трения.

$Nu_0$  — расчетная величина чисел  $Nu$  при определении  $C_{f0}$  по (5) и (6),  $Nu_n$  — расчетная величина, но с поправкой на двухфазность потока, а  $Nu_{nq}$  — расчетная величина, учитывающая поправку на  $\Phi_n^2$  и влияние поперечного потока, т.е.  $C_f = C_{f0} \times \Phi_n^2 \Phi_q$ .

**Таблица 2** - Сравнение опытных и расчетных данных

№	[Работа] рабочее вещество	$t_s$ [°C]	$\frac{G}{x}$ [кг м <sup>-2</sup> с <sup>-1</sup> ]	$\frac{\bar{q} \cdot 10^{-3}}{\bar{\alpha} \cdot 10^{-3}} \left[ \frac{\text{Вт м}^{-2}}{\text{Вт м}^{-2} \text{К}^{-1}} \right]$	$Nu_{экс}$	$Fr_{ж} 10^{-3}$	$Re_f$	$C_{f0} \cdot 10^{-3}$	$\frac{\beta_0}{Nu_0}$	$\frac{\Phi_n^2}{Nu_n}$	$\frac{\Phi_q}{Nu_{nq}}$
1	[авторы] R718	100	$\frac{31,2}{0,98}$	$\frac{180}{42}$	1.26	9.2	85	5.2	$\frac{24}{0,8}$	$\frac{1,12}{0,82}$	$\frac{1,6}{1,12}$
2	[авторы] R718	106	$\frac{23,4}{0,98}$	$\frac{180}{33}$	0.99	5.4	100	5.6	$\frac{15,5}{0,62}$	$\frac{1,2}{0,68}$	$\frac{1,84}{0,9}$

3	[авторы] R22	40	$\frac{284}{0.99}$	$\frac{36}{3.9}$	0.59	9.9	566	3.25	$\frac{16}{0.45}$	$\frac{1.14}{0.48}$	$\frac{1.3}{0.58}$
4	[35] R22	40	$\frac{600}{0.84}$	$\frac{40}{6.36}$	0.96	29.5	5530	3.35	$\frac{49}{0.61}$	$\frac{2.7}{0.98}$	$\frac{1.19}{1.1}$
5	[35] R236	40	$\frac{600}{0.768}$	$\frac{28.3}{8.44}$	1.98	41.2	3560	3.3	$\frac{68}{1.0}$	$\frac{2.7}{1.8}$	$\frac{1.22}{2.05}$
6	[35] R134	40	$\frac{750}{0.8}$	$\frac{51}{7.9}$	1.34	50	7430	3.15	$\frac{78}{0.9}$	$\frac{2.1}{1.22}$	$\frac{1.22}{1.36}$
7	[35] R290 (Propane)	40	$\frac{300}{0.88}$	$\frac{7.7}{5.54}$	0.94	32	4200	3.48	$\frac{55}{0.7}$	$\frac{1.9}{0.92}$	$\frac{1.0}{0.92}$
8	[37] R22	40	$\frac{300}{0.83}$	$\frac{49.6}{3.8}$	0.57	6.56	4250	3.86	$\frac{13}{0.4}$	$\frac{2.07}{0.5}$	$\frac{1.44}{0.58}$
9	[16] R12	34	$\frac{430}{0.92}$	$\frac{33.4}{4.45}$	0.85	20.5	2670	3.0	$\frac{32}{0.57}$	$\frac{2.09}{0.7}$	$\frac{1.34}{0.86}$

$$1 - \overline{q_\varphi} = 15 \cdot 10^3 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2}; 2 - \overline{q_\varphi} = 36 \cdot 10^3 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2}; 3 - \overline{q_\varphi} = 42 \cdot 10^3 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2}.$$

В табл. 1 приведены также расчетные величины  $Nu_{\text{экс}}$  по зависимости (3) для ламинарной пленочной конденсации движущегося пара, в которой  $C_f$  определен с учетом поправок  $\Phi_n^2$  и  $\Phi_q$ . Хорошая сходимость расчетных и опытных данных доказывает корректность наших экспериментов и теории.

Справедливость закона ламинарной пленочной конденсации движущегося пара при кольцевом течении пленки конденсата можно также проверить по закону  $\alpha = \lambda/\delta$ , где  $\delta$  – толщина пленки конденсата. Толщину пленки при  $Re_{\text{ж}} < 1100$  можно определить по теоретической зависимости из [18]:

$$\delta^+ = \frac{\delta}{\nu_{\text{ж}}} \left[ \frac{\tau_f}{\rho_{\text{ж}}} \right]^{0.5} = 0,4818 Re_d^{0.5}, \tau_f = \frac{C_f}{2} \rho_n w_n^2$$

Определив  $\tau_f$  с учетом влияния  $\Phi_n^2$  и  $\Phi_q$ , были рассчитаны значения  $\delta$  и  $\alpha_\varphi$ . Определенные таким образом коэффициенты теплоотдачи хорошо сходятся с экспериментом, что еще раз доказывает точность проведения опытов и справедливость метода расчета теплообмена.

На рис. 7 показаны опытные данные по локальным  $\alpha_\varphi = f(q)$  при конденсации R22 ( $t_n = 40^\circ\text{C}$ ,  $(\rho w)_n = 284 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ ,  $x = 0.99$ ). При таких параметрах  $J_g > 2.4$  и  $X_{tt} \approx 0$  и по модели [38] должен иметь место кольцевой режим течения фаз. Однако из рис. 7 видно снижение локальных  $\alpha_\varphi$  при увеличении  $\varphi$ .

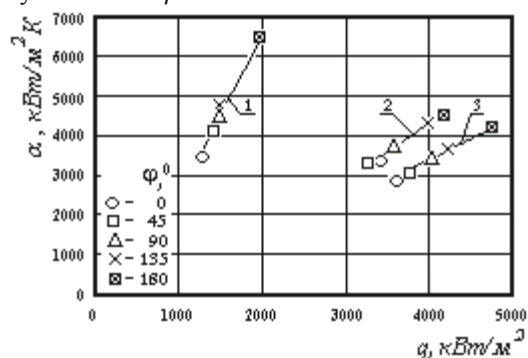


Рисунок 7- Влияние теплового потока на теплоотдачу при конденсации R22:

Средние по  $\varphi$  коэффициенты теплоотдачи с ростом  $q$  уменьшаются, что соответствует теории ламинарной пленочной конденсации. Также как и в случае конденсации водяного пара из расчетов по R22 видно, что полная сходимость расчетных  $\alpha_\varphi$  с опытными наблюдается, когда учитывается поправка на двухфазность потока -  $\Phi_n^2$  и на влияние  $q$  -  $\Phi_q$ .

С уменьшением  $x$  сопротивление трения увеличивается в соответствии с опытными и расчетными данными и поправка  $\Phi_n^2 \gg 1$ .

В табл. 3 представлены расчеты опытных данных из работ [35] для R22, R134 и R236, [17] для R22, [36] для R290 (пропана) и [16] для R12. При различных  $(\rho w)_n$  и  $q$  отчетливо видно хорошая сходимость расчетов с опытными данными. При значениях  $\Phi_q \ll \Phi_n^2$  можно не учитывать влияние теплового потока на теплоотдачу и, соответственно, не учитывать влияние  $\Phi_n^2$  на  $Nu$ , когда  $\Phi_q \gg \Phi_n^2$ .

На рис. 8 показано сопоставление опытных данных из табл. 1 и 3, для режимов течения фаз, близких к кольцевому и асимметрическому (промежуточному), с расчетом по приведенной выше методике.

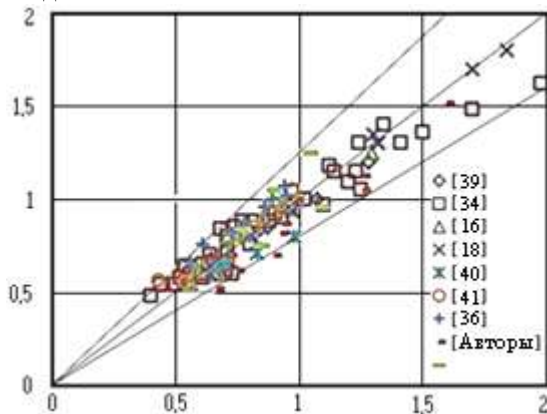


Рисунок 8 - Сопоставление опытных и расчетных данных.

Такие режимы в зависимости от физических свойств конденсирующегося вещества, охватыва-



ют широкую область изменения  $J_g$  и  $X_{tt}$ , и также зависят от диаметра и длины трубы. Например, в [43], где измерялись локальная по  $\varphi$  толщина пленки жидкости в двухфазном газо-жидкостном потоке, асимметрия увеличивалась при постоянной скорости пара ( $J_g$ ) с ростом отношения  $l/d$ . Более подробный анализ режимов течения фаз, расчетных параметров конденсатного ручья и ме-

тода расчета теплоотдачи при режимах близких к стратифицированному будет выполнен в следующей работе. Для сопоставления выбраны опыты из указанных выше работ, в основном для  $x > 0.5$ . Как следует из рис. 8 расчет  $Nu_{оп}$ , выполненный по предлагаемому совершенствованному методу, согласуется с опытными данными в пределах  $\pm 25\%$ .

**Таблица 3.- Опытные данные разных авторов**

Авторы работ	[35]	[39]	[17]	[16]	[40]	[41]	[36]	[42]
Рабочее вещество	R22, R134a, R125, R236ea, R32, R410a	R404	R22	R12, R22	R134a	R22	R290 (пропан), R600a (изобутан)	R123
Температура $t_s$ , [°C]	40	40	40	25	25	60	40	69
Массовая скорость $(\rho w)_п$ , [кг м <sup>-2</sup> с <sup>-1</sup> ]	300, 400, 600, 750	400, 500, 600	430, 635	800, 1000	300	300, 600	300	300
Массовое паросодержание $x$	0.86÷0.4	0.875÷0.6	0.94÷0.46	0.925÷0.15	0.82÷0.5	0.84÷0.37	0.88÷0.31	0.99÷0.5

#### IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена улучшенная модель пленочной конденсации внутри горизонтальных труб для расчета теплообмена с использованием результатов численных решений [15] и [17], с уточнением оценки основного определяющего процесс конденсации параметра – коэффициента трения на границе раздела фаз. Это уточнение содержит экспериментальное обоснование метода расчета множителя  $\Phi_n^2$  для определения потерь давления на трение и введение поправки  $\Phi_q$ , учитывающей влияние отсоса на границе раздела фаз.

Выполнены уникальные измерения локальных по окружности трубы тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи при создании таких ре-

жимов конденсации, когда имели место влияние только  $\Phi_n^2$  или только  $\Phi_q$ , или одинаковое воздействие  $\Phi_n^2$  и  $\Phi_q$ .

Дано сопоставление расчетов теплообмена по предложенному методу с экспериментальными данными разных авторов на 12-ти веществах для кольцевого и промежуточного режимов. Хорошее согласование опытов с расчетом (расхождение в пределах 25%) доказывает корректность теоретических моделей, как для ламинарного течения пленки конденсата (теория [7]), так и для турбулентного течения (модели [15] и [17]).

1. **Tepe, J. B., Miller, A. C.** Condensation and sub-cooling inside an inclined tube, *Chem. Eng. Prog.*, 43(1947), pp.267-278
2. **Garcia-Valladares, O.** Review of In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations for Smooth and Microfin Tubes, *Heat Transfer Engineering*, 24 (2003), 4, pp. 6-24
3. **Kandlikar S.G., et al.** Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, *Elsevier Ltd*, Kidlington, Oxford, 2005
4. **Dalkilic, A. S., Wongwises, S.** Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), pp. 3409-3426
5. **Seong-Su Jeon, et al.** Assessment of horizontal in-tube condensation models using MARS code. Part I: Stratified flow condensation, *Nuclear Engineering and Design*, 254 (2013), pp. 254–265
6. **Seong-Su Jeon, et al.** Assessment of horizontal in-tube condensation models using MARS code. Part II: Annular flow condensation, *Nuclear Engineering and Design*, 262 (2013), pp. 510–524
7. **Nusselt, W.** Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, *Zeitschrift VDI*, 60 (1916), pp. 541-546, 568-575
8. **Dalkilic, A.S., et al.** Comparison of frictional pressure drop models during annular flow condensation of R600a in a horizontal tube at low mass flux and of R134a in a vertical tube at high mass flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010), pp. 2052-2064
9. **Dalkilic, A. S.** Condensation pressure drop characteristics of various refrigerants in a horizontal smooth tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011), pp. 504-512
10. **Akers, W. W., et al.** Condensing heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Eng. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), p. 171
11. **ThipjakNualboonrueng, et. al.** Two-phase condensation heat transfer coefficients of HFC-134a at high mass flux in smooth and micro-fin tubes, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 30 (2003), 4, pp. 577-590
12. **Shah, M. M.** A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes,

- Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556
13. **Shah, M. M.** An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *ASHRAE Transactions*, 15 (2009), 5, pp. 889–913
  14. **Thome, J. R., et al.** Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (2003), pp. 3365–3387
  15. **Dukler, A.E.** Fluid mechanics and heat transfer in falling film system, *Proceeding*, ASME-AIChE 3<sup>rd</sup> Nat. HeatTransferConference, Storrs. Conn., 1959
  16. **Bae, S., et al.** Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-59, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1968
  17. **Bae, S., et al.** Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-64, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1969
  18. **Traviss, D. P., et al.** Forced convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1971
  19. **Doretto L., et al.** Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: A review, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013), pp. 567-587
  20. **Taitel, Y., Dukler, A. E.** A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow, *AIChE J.*, 22 (1976), 1, pp. 47-55
  21. **Hewitt G.F.** Hall-Taylor N.S. *Annular two-phase flow*, 1st ed., Oxford, New York, Pergamon Press, 1970
  22. **Wang, C. C., et al.** Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5-mm smooth tube, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 15 (1997), 4, pp. 395–405
  23. **Soliman, M., et al.** A General HeatTransfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 90(1968), 2
  24. **Koyama, Sh., et al.** Enhancement of in-tube condensation of non-azeotropic refrigerants mixtures with a micro-fin tube, *Proceedings*, XVIII<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, Montreal, Quebec, Canada, 10-17 August 1991
  25. **Hasan M.M. Afroz, et al.** Heat transfer coefficients and pressure drops during in-tube condensation of CO<sub>2</sub>/DME mixture refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008), pp. 1458-1466
  26. **Kinney, R.B., Sparrow, E.M.** Turbulent flow, heat transfer and mass transfer in a tube with surface suction, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 92 (1970), pp. 121-131
  27. **Kutateladze, S.S., Leont'ev A.I.** *Heat, mass transfer and friction in the turbulent boundary layer* (in Russian), Moscow, Jenergiya, 1972
  28. **Mickley, H. S., et al.** Heat, mass and moment transfer for flow over a flat plate with blowing and suction. NASA TNN 3208, 1954
  29. **Churchill, S. W., Usagi, R.** A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, *AIChE J.*, 18 (1972), 6, pp. 1121–1128
  30. **Owen, R. G., et al.** Two-phase pressure drop for condensation inside a horizontal tube, *Proceedings*, 14-th symposium on Heat exchangers. Theory and practice, Dubrovnik, 1981
  31. **Dongsoo Jung, et al.** Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003), pp. 4-11
  32. **Rifert, V. G.** Heat transfer and flow modes of phases in laminar film vapour condensation inside a horizontal tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31 (1988), 3, pp. 517-523
  33. **Cavallini, A., et al.** Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes – a review of recent research. *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003), pp. 373-392
  34. **Cavallini A., et al.** Condensation of refrigerants in smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design, *Proceedings*, 3-rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Cape Town, South Africa, 21-24 June 2004
  35. **Cavallini, A., et al.** Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *Int. J. Refrig.*, 21 (2001), pp. 73–87
  36. **Park, K., et al.** Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube, *Int. J. Multiphase Flow*, 34 (2008), pp. 628–635
  37. **Kwon, J. T., et al.** A modeling of in-tube condensation heat transfer for a turbulent annular film flow with liquid entrainment, *International Journal of Multiphase Flow*, 27 (2001), pp. 911-928
  38. **El Hajal, et al.** Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), pp. 3349-3363
  39. **InfanteFerreira, C.A., et al.** R404A condensing under forced flow conditions inside smooth, microfin and cross-hatched horizontal-tubes, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003), pp. 433–441
  40. **Jassim, E. W., et al.** Prediction of two-phase condensation in horizontal tubes using probabilistic flow regime maps, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2008), pp. 485-496
  41. **Smit, F.J., Meyer, J.P.** Condensation heat transfer coefficients of the zeotropic refrigerant mixture R-22/R-142b in smooth horizontal tubes, *Int. J. Therm. Sci.* 41 (2002), pp. 625–630



42. **Yu J., et al.**, Boiling and condensation of alternative refrigerants in a horizontal smooth tube, *Reports Institute of Advanced Material Study Kyushu University*, 9 (1995), 2, pp. 137-154
43. **Hurlburt, E. T., Newell, T. A.**, Prediction of the circumferential film thickness distribution in horizontal annular gas-liquid flow, Report No. ACRC TR-111, Air conditioning and
44. **Rifert, V.G., Barabash, P.A., Gorin, V.V., Sereda, V.V.** Condensation inside horizontal tubes: state of the problem and analysis of research results/ Scientific Journal "Transactions of Academenergo" (edition of research centre for power engineering problems, Kazan, Slovenia) , - 2011 №4, pp. 57-68.
45. **Rifert, V.G., Barabash, P.A., Gorin, V.V., Sereda, V.V.** Condensation inside horizontal tubes: state of the problem and analysis of research results. Proceedings of 15-th workshop on Transport Phenomena in two-phase flow, September 17-22, 2011, pp.155-166.

## **CONDENSATION HEAT TRANSFER INSIDE A HORIZONTAL SMOOTH TUBES. IMPROVEMENT OF HEAT TRANSFER CALCULATING METHOD**

*This paper proposes a method for calculating heat transfer during condensation inside horizontal tubes based on the theory of film condensation with substantiation of the basic defining the process systems and the improvement of the dependences for calculation of the coefficient of friction at the interface between the phases.*

**Keywords:** *Condensation inside horizontal tubes - Justification estimated based on the Method of calculation of the heat transfer - Model of film condensation*